

RÉPUBLIQUE FRANÇAISE

MINISTÈRE DE L'INDUSTRIE

INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE



⑪ 1.562.715

BREVET D'INVENTION

- ⑪ N° du procès verbal de dépôt 151.850 - Paris.
⑫ Date de dépôt 15 mai 1968, à 14 h 55 mn.
Date de l'arrêté de délivrance 24 février 1969.
⑬ Date de publication de l'abrégé descriptif au
Bulletin Officiel de la Propriété Industrielle. 4 avril 1969 (n° 14).
⑭ Classification internationale F 16 h.

⑮ **Système de commande pour transmission hydrostatique.**

⑯ Invention :

⑰ Déposant : Société dite : CATERPILLAR TRACTOR CO., résidant aux États-Unis d'Amérique.

Mandataire : Cabinet Beau de Loménie, 55, rue d'Amsterdam, Paris (8^e).

⑲ Priorité conventionnelle :

⑳ ㉑ ㉒ *Demande de brevet déposée aux États-Unis d'Amérique le 14 juin 1967, n° 645.912 aux noms de John R. Cryder, Kenneth R. Lohbauer, William B. Norick, Frank H. Winters, Glen E. Stewart, Ralph W. Matthews, Willard J. Haak, John L. Hufeld, Lionel L. Kinney, Howard A. Marsden et Rollin P. Vanzandt.*

Vente des fascicules à l'IMPRIMERIE NATIONALE, 27, rue de la Convention - PARIS (15^e)

BEST AVAILABLE COPY

La présente invention concerne les systèmes de commande pour les transmissions hydrostatiques.

Les progrès de la technique pour les dispositifs hydrauliques de conversion (pompes et moteurs hydrauliques) permettent maintenant d'utiliser des transmissions hydrostatiques dans des véhicules devant fournir une puissance élevée sur barre d'attelage. Pour des rapports de vitesse variables de façon continue entre la vitesse du moteur du véhicule et la vitesse de roulement sur le sol, une transmission hydrostatique permet d'obtenir le maximum de puissance sur la barre d'attelage dans toute la plage de vitesse du véhicule. Le brevet E.U.A. N° 2.036.437 décrit une transmission hydrostatique pour un véhicule à chenilles, mais à l'époque de la demande de ce brevet, la technique des groupes convertisseurs n'était pas suffisamment avancée pour une utilisation réellement industrielle.

15 Avec les dispositifs convertisseurs actuellement disponibles, les changements de vitesse à étages définis, les embrayages correspondants, les dispositifs de commande de changements de vitesse, le freinage et l'accélération et la décélération du moteur deviennent inutiles. Des dispositifs convertisseurs pour des transmissions hydro-
20 statiques pour des véhicules utilitaires ou industriels sont décrits dans la demande de brevet E.U.A. N° 110.165 du 13 Juin 1967 qui indique les nombreux avantages des transmissions hydrostatiques.

Pour qu'une transmission hydrostatique permette une plage large de vitesse sans comporter des groupes de pompes et de moteurs
25 importants, il est nécessaire que le volume engendré, c'est-à-dire la "cylindrée" des pompes et des moteurs, puisse varier. Cela évite la nécessité de moteurs à grande vitesse et à petite vitesse, tels que ceux décrits dans le brevet E.U.A. N° 2.541.290 ou de groupes convertisseurs indésirablement importants pour obtenir les plages désira-
30 bles de vitesses.

Dans les transmissions hydrostatiques dans lesquelles la pompe et le moteur sont des groupes à volume variable, il existe un problème spécial pour la commande, parce que la variation des volumes engendrés par la pompe et le moteur doit avoir lieu suivant une séquen-
35 ce convenable pour un fonctionnement efficace et pour obtenir les caractéristiques nécessaires pour le rapport des couples de transmission. Dans une transmission commandée suivant une séquence convenable, le volume engendré par la pompe doit être nul pour une vitesse nulle, le volume engendré par le moteur étant alors maximal. Pour accélérer le
40 véhicule, le volume engendré par la pompe est augmenté vers une valeur maximale, le volume engendré par le moteur restant maximal pour développer le couple maximal pour l'accélération du véhicule.

Quand la pompe a atteint son volume maximal, le véhicule est à la vitesse maximale, sauf si le volume engendré, appelé conventionnellement la cylindrée, est variable. Dans ce cas, même avec des groupes de convertisseurs de petites dimensions, il est possible d'obtenir une plage large des vitesses en réduisant la cylindrée du moteur pour augmenter à nouveau la vitesse du véhicule comportant cette transmission.

La commande de ces transmissions doit aussi avoir lieu suivant une séquence convenable de la grande vitesse à la petite vitesse d'une façon un peu analogue à celle existant avec une transmission à boîte de vitesses classique. Ainsi, pour une réduction de la vitesse à partir de la vitesse maximale de la transmission, la cylindrée du moteur est d'abord augmentée jusqu'au maximum pour ralentir initialement le véhicule et quand le volume engendré appelé cylindrée de la pompe est amené vers zéro pour ralentir encore la vitesse du véhicule.

Si la séquence de commande voulue n'est pas utilisée, les caractéristiques de rapport des couples sont perdues et il en résulte une diminution du rendement de la transmission. Le fonctionnement de la transmission devient heurté, l'action de freinage de la transmission est réduite pendant la décélération, l'emballement ou survitesse du moteur devient plus probable et des hautes pressions inutiles sont développées dans la transmission.

Dans certains systèmes de commande de transmissions hydrostatiques, la pression du liquide dans le circuit reliant la pompe au moteur est détectée, et cette pression est utilisée pour commander la transmission. Cependant, des systèmes de ce type ne sont pas satisfaisants parce que fréquemment le moteur principal entraînant la transmission doit aussi entraîner d'autres dispositifs montés sur le véhicule ou remorqués qui demandent de la puissance au moteur principal, sans changer la pression dans le circuit hydrostatique. De plus, la pression dans le circuit hydraulique peut varier indépendamment de la charge du moteur principal.

La présente invention a par suite pour objet un système de commande simple mais sûr pour une transmission hydrostatique pouvant détecter la charge totale du moteur principal et régler automatiquement la transmission hydrostatique pour obtenir la puissance de sortie maximale par rapport à la puissance disponible. L'invention a aussi pour but de réaliser un système de commande pour des transmissions hydrostatiques couplées en paire d'un véhicule du type à chenilles, ces transmissions pouvant être commandées de façon indépendante pour faire virer le véhicule. L'invention concerne aussi des dispositifs complémentaires pour le système de commande de base, permettant d'augmenter la souplesse et les performances.

Un système de commande de base selon l'invention comprend une pompe de commande volumétrique entraînée par le moteur principal, un venturi connecté à la pompe de façon que le liquide refoulé par celle-ci traverse le venturi, un dispositif à différence de pression couplé aussi à la sortie de la pompe, un distributeur réglable manuellement dans le dispositif à différence de pression, une soupape rappelée par un ressort, associée au venturi pour réduire la différence de pression à travers le dispositif quand la vitesse du moteur décroît en charge, un dispositif pilote actionné alternativement par la pression, raccordé au dispositif à différence de pression et comportant un élément mobile dont la position change en réponse de la pression différentielle dans le dispositif à différence de pression, et un embiellage reliant cet élément aux servo-mécanismes de la transmission pour régler le rapport de transmission.

Les caractéristiques de l'invention ressortiront plus particulièrement de la description suivante donnée à titre d'exemple, et faite en se référant aux dessins annexés :

- la figure 1 est le schéma d'un système de commande associé à une transmission hydrostatique suivant un mode de mise en oeuvre de l'invention ;

- la figure 2 est le schéma du groupe de décompression et de remplissage et d'un système de décompression haute pression pour la transmission représentée sur la figure 1 ;

- la figure 3 est le schéma d'une variante du système de commande de la figure 1 comportant un dispositif compensateur de la vitesse du moteur principal pour le système de commande et les servo-mécanismes de commande des rapports de transmission ;

- la figure 4 est la feuille d'assemblage des figures 5 et 6

- la figure 5 représente une partie d'un système de commande utilisé pour un système hydrostatique de transmission double dans un véhicule à chenilles pour permettre la commande de direction du véhicule ;

- la figure 6 représente les éléments associés au système de la figure 5 et les groupes de transmission ;

- la figure 7 représente la transmission double de la figure 6 montée sur un véhicule à chenilles ;

- la figure 8 représente le groupe de soupapes d'échappement et de remplissage utilisé avec le système de commande intégré des figures 5 et 6, pour apporter des caractéristiques supplémentaires de commande.

- la figure 9 représente le système à soupape de sûreté coopérant avec le système à soupapes d'échappement et de remplissage de la figure 8 pour désactiver la transmission pour la sécurité du conducteur;

- la figure 10 représente schématiquement un système de commande de direction utilisé dans un véhicule à chenilles comportant le système à transmission double des figures 5 et 6 ;
- la figure 11 représente le circuit hydraulique du système de commande de direction de la figure 10 ;
- la figure 12 représente graphiquement le fonctionnement entre le mouvement de commande et la réponse du circuit de direction, et
- la figure 13 représente un dispositif à orifices variables pouvant remplacer les soupapes à billes et les appareils à orifices en parallèle d'un système de commande plus compliqué pour une réponse douce de la transmission.

Pour mieux comprendre le fonctionnement d'un système de commande selon l'invention, il est utile de l'associer à une transmission hydrostatique. La figure 1 représente un système de commande avec une transmission hydrostatique 30 comportant une pompe à volume variable 31 et un moteur à volume variable 32 connecté dans un circuit hydraulique en boucle comportant un conduit supérieur 33 et un conduit inférieur 34. Les termes "supérieur et inférieur" sont utilisés pour la commodité de la description, en considérant les positions sur les figures, et ils n'ont pas de signification du point de vue des positions réelles des organes.

La transmission représentée comporte des dispositifs convertisseurs à volume ou cylindrée variable du type décrit dans la demande de brevet E.U.A. N°110.165 précitée. Ces groupes convertisseurs particuliers conviennent pour le fonctionnement sous haute pression parce que la boucle hydrostatique est complètement rigide, les conduits 33 et 34 étant raccordés directement aux tourillons rigides traversant complètement ces groupes. Il en résulte une structure de transmission très riche.

Pour la commande de transmission, les groupes sont basculés autour de leurs tourillons pour modifier les volumes engendrés. Le vérin de commande de la pompe 35 comporte une tige de piston 35a qui fait pivoter la pompe pour modifier le volume engendré ou la cylindrée de la pompe, et le vérin 36 fait pivoter le moteur autour de son tourillon par l'intermédiaire de la tige de piston 36a, le vérin de la pompe est commandé par le dispositif d'asservissement 37, et le vérin du moteur est commandé indépendamment par un dispositif d'asservissement rotatif 38. Ces deux mécanismes d'asservissement sont montés à côté de la pompe et du moteur de façon que les dispositifs suiveurs

37a et 38a puissent être connectés à la pompe et au moteur pour les commander d'après les dispositifs d'asservissement. Des conduits hydrauliques 39 connectent les vérins aux dispositifs d'asservissements rotatifs.

5 Les dispositifs d'asservissements rotatifs peuvent être, par exemple, du type décrit dans le brevet E.U.A. N° 2.730.074 et ils commandent l'écoulement du liquide sous pression vers les vérins associés pour modifier les cylindrées de la pompe et du moteur. Un levier de commande 41 positionne le mécanisme d'asservissement de la pompe pour le passage du liquide vers le vérin 35 jusqu'à ce que la position de la pompe soit suffisamment modifiée pour que le suiveur 37a repositionne les organes du mécanisme d'asservissement pour couper l'écoulement, lorsque la "correspondance des positions" est atteinte. Pendant le mouvement du vérin, le fluide échappe à l'extrémité non sous pression du vérin vers le réservoir R à travers le servo-mécanisme et le conduit de drainage 43.

15 Le servo-mécanisme rotatif 38 pour le moteur fonctionne de la même façon, de sorte que le déplacement du levier 44 de commande du servo-mécanisme provoque la modification de la cylindrée du moteur en permettant le passage du liquide sous pression du conduit 20 40 vers le vérin 36 à travers un conduit 39 jusqu'au moment où le suiveur 38a repositionne le servo-mécanisme pour couper l'écoulement du liquide, à la "correspondance des positions". Le liquide du côté non sous pression du vérin du moteur passe dans le réservoir à 25 travers le mécanisme d'asservissement et le conduit de drainage 46.

Il sera noté que les mécanismes convertisseurs particuliers représentés ne limitent pas l'invention, et que d'autres dispositifs, par exemple ceux décrits dans le brevet E.U.A. N° 3.274.946, peuvent être utilisés, être commandés par les servo-mécanismes associés au 30 système de commande.

Dans la plupart des transmissions hydrostatiques, les fuites ne sont pas suffisantes pour permettre une réalimentation suffisante du circuit en liquide pour assurer le refroidissement. Il est par suite nécessaire d'utiliser un groupe de prélèvement et de remplissage 35 47 (représenté dans le rectangle en tirets) tel que celui représenté sur la figure 2 pour permettre l'extraction d'une certaine quantité de liquide dans le circuit et pour ajouter le liquide de complément ou de remplissage, afin de permettre le refroidissement de la transmission. Le fonctionnement de ce groupe est décrit ci-après pour permettre de comprendre le système de commande entièrement 40 intégré selon la présente invention.

La figure 2 représente un groupe d'extraction et de remplissage suivant une technique antérieure avec une dérivation haute pression. Dans une transmission hydrostatique, l'un ou l'autre des deux conduits 33 ou 34 peut fonctionner à une pression supérieure comme côté de travail de la boucle d'après le sens de transmission de l'énergie. Le groupe d'extraction et de remplissage doit par suite pouvoir extraire et ajouter du liquide hydraulique pour l'un ou l'autre des deux côtés de la boucle, c'est-à-dire le conduit 33 ou le conduit 34. Ce résultat est obtenu typiquement avec les deux sections du groupe d'extraction et de remplissage qui peuvent être appelées la section de remplissage 51 et la section d'échappement 52, ces deux sections étant encadrées par des tirets.

La section de remplissage comporte deux soupapes de retenue 53 et 54 rappelées par des ressorts montées dans les conduits 53a et 54a qui communiquent respectivement avec les conduits 33 et 34. Les deux soupapes sont reliées à un conduit 40 pour le liquide sous pression qui peut ainsi passer à travers l'une ou l'autre des deux soupapes dans la boucle hydraulique en établissant une pression positive dans le conduit fonctionnant à la pression la plus basse afin d'éviter la cavitation de la pompe, et en même temps d'ajouter du liquide froid dans la boucle. La pression supérieure dans le conduit opérant en côté de travail de la boucle ferme la soupape de retenue correspondante, et par suite il ne se produit pas de perte de puissance par écoulement du liquide sous pression à travers cette soupape.

Le liquide de remplissage arrivant par le conduit 40 est préalablement refroidi afin de refroidir la transmission, et la section d'échappement assure le prélèvement de fluide de la boucle pour permettre d'augmenter la quantité de liquide froid de remplissage à travers les soupapes de retenue. La soupape d'échappement est connectée aux conduits 33 et 34 à travers des raccords 55a. Cette soupape contient un tiroir 56 centré par deux ressorts, les extrémités opposées du tiroir étant ainsi exposées au liquide sous pression à travers les raccords 55a. Le tiroir est centré par les ressorts au point mort jusqu'à ce que la pression soit plus élevée dans l'un ou l'autre des deux conduits 33 et 34, les tiroirs étant alors déplacés pour ouvrir une lumière 57 communiquant avec le conduit opérant à la pression la plus basse. Le milieu 56b du tiroir, de diamètre plus faible, fait alors communiquer la lumière 57 avec le conduit 59 à travers la chambre 55c, le conduit 59 étant raccordé à une soupape de décompression 60 et à travers un échangeur de chaleur 61 au réservoir R. L'ouverture de ce circuit permet l'échappement d'une certaine quantité de liquide de la boucle en amont de la pompe et l'introduction d'une quantité

suffisante de liquide de remplissage à travers l'une des deux soupapes de retenue à billes.

Il est préférable aussi d'incorporer un système de soupapes de décompression pour surpression 62 dans la boucle de la transmission. Suivant le mode de réalisation représenté sur la figure 2, ce système est relié aux conduits 33 et 34 par des raccords courts 62a. Ces deux raccords débouchent dans des chambres séparées qui sont fermées par des soupapes 63 chargées par des ressorts dont la force est réglée pour la pression maximale prévue dans la boucle. Le côté aval de chaque soupape 63 est relié par un conduit 64 à la chambre d'arrivée de l'autre soupape de façon que, quand une surpression ouvre l'une des soupapes, le liquide échappe directement dans l'autre côté de la boucle en by-pass du moteur. Une soupape de retenue à bille 64a est intercalée dans chaque conduit 64 pour empêcher la circulation

inverse.

La description qui précède concerne une transmission hydrostatique typique et les organes dans lesquels le nouveau système de commande selon l'invention est utilisé. Il résulte de ce qui précède que le système de commande doit coopérer avec les dispositifs de servo-commande de la pompe et du moteur pour obtenir la séquence appropriée de fonctionnement de la transmission.

La transmission décrite ci-dessus est normalement entraînée directement par un moteur de véhicule 65 et l'arbre 66, de la façon représentée sur la figure 1. Il n'est pas nécessaire de monter un embrayage entre le moteur et la pompe car la pompe peut être réglée à une cylindrée nulle pour réduire à zéro la puissance transmise, sans débrayer la pompe, mais cependant un tel embrayage peut être utilisé si désiré. Le moteur principal entraîne aussi une pompe auxiliaire 67, par l'intermédiaire d'un arbre 68 pour alimenter les équipements du véhicule ou les équipements remorqués.

Le système de commande suivant la présente invention est conçu pour établir une séquence convenable pour la transmission hydrostatique telle que celle décrite ci-dessus, sous toutes les conditions de charge. Ce système de commande règle automatiquement la transmission pour la puissance de sortie maximale compatible avec la puissance disponible du moteur principal, dans une plage de vitesses réglée manuellement.

Comme il a été indiqué ci-dessus, ce système de commande comprend une pompe volumétrique accouplée au moteur principal 65, un venturi pour recevoir le débit de la pompe, un dispositif à différence de pression connecté aussi pour recevoir le débit de la pompe, un distributeur commandé manuellement pour commander le dispositif à

différence de pression, une soupape chargée d'un ressort associée au venturi pour commander la différence des pressions dans le venturi en fonction de la variation de la vitesse du moteur principal, un dispositif pilote actionné alternativement par la pression, connecté au tour du dispositif à différence de pression et dont la position varie en fonction de la différence des pressions et un embiellage pour coupler l'élément mobile aux groupes de servo-commande pour commander les vérins.

Le système de commande comporte une pompe volumétrique 70 entraînée par le moteur 65 par l'intermédiaire de l'arbre 69. Le débit de la pompe de commande est ainsi directement proportionnel à la vitesse du moteur principal 65. Le liquide sous pression refoulé par la pompe traverse un conduit 71, le venturi 72 et un conduit 73 vers le dispositif à différence de pression 74. Ce dispositif peut être de différents types, mais le plus simple comporte deux tubes parallèles 75 et 76, le tube 75 connecté directement à la sortie du venturi et à un distributeur à commande manuelle connecté aussi au tube 76. Un conduit 77 raccorde le tube 76 au réservoir à travers une soupape de décompression 78, ainsi qu'au conduit de liquide sous pression 40 et au groupe d'échappement et de remplissage 47 de la transmission.

Le liquide sous pression passant du tube 75 au tube 76 doit traverser le distributeur à commande manuelle de vitesse 79 ou la soupape de vitesse inférieure 80 qui est fermée quand le moteur principal tourne à une vitesse déterminée. Le distributeur de commande de vitesse comporte un tiroir 81 positionné manuellement au moyen du levier 82 par l'intermédiaire d'une bielle 83. Le positionnement de ce tiroir règle l'ouverture ou la fermeture de la communication entre les tubes du dispositif à différence de pression. Quand l'étranglement du passage augmente, la pression dans le tube 75 s'élève au-dessus de la pression dans le tube 76, parce que le débit volumétrique de la pompe reste constant. Par suite, la différence de pression est d'autant plus importante que l'étranglement par le tiroir est plus important entre les deux tubes du dispositif.

La position du venturi dans le système de commande n'a pas une importance critique. Il peut être situé en amont ou en aval du dispositif différentiel, car il répond au débit de la pompe de commande et coopère avec la soupape de vitesse inférieure ou vitesse insuffisante 80 pour ouvrir un parcours en parallèle à celui commandé par le distributeur de commande de la vitesse quand la vitesse du moteur principal décroît et que par suite le débit de la pompe de commande décroît.

La soupape de vitesse insuffisante 80 est établie pour

fonctionner quand la vitesse du moteur principal tombe en dessous de la vitesse pour laquelle le système de commande est prévu, cette chute de la vitesse se traduisant par une diminution du débit de la pompe de commande 70. Dans ce cas, la pression dans la prise latérale 5 72a du venturi augmente et par suite la pression augmente sur la face arrière du tiroir 80a de la soupape pour agir dans le même sens que le ressort de celle-ci. Le total de la pression établie à travers la prise latérale 72a du venturi et de l'action du ressort l'emporte sur la pression à l'entrée du venturi, qui est transmise à travers le conduit 71a vers l'autre côté du tiroir de la soupape. Tant que cette pression est supérieure à l'action combinée de la pression dans la prise latérale venturi et du ressort 84, le tiroir de la soupape est refoulé vers le bas dans la direction du ressort 84 jusqu'à un épaulement formé dans l'alésage de la soupape pour bloquer le passage entre 15 les deux tubes 75 et 76. Quand le débit de la pompe 70 du fait d'une diminution de la vitesse du moteur principal décroît, le passage entre les deux tubes 75 et 76 est ouvert progressivement, ce qui provoque une décroissance de la différence de pression précédemment établie proportionnellement à la chute de la vitesse du moteur principal 20 en réduisant ainsi le couple de transmission jusqu'au moment où la vitesse du moteur peut être maintenue à la valeur nominale. Normalement, la soupape de vitesse insuffisante est réglée pour fonctionner quand la vitesse du moteur principal croît à 10%, mais cependant elle peut être prévue pour la sensibilité désirée.

25 Il ressort de ce qui précède que les éléments du système de commande peuvent créer dans les deux tubes du dispositif différentiel une différence de pression réduite automatiquement en cas de vitesse insuffisante par ouverture du passage à travers la soupape de vitesse insuffisante. Par interconnexion du dispositif répondant à la 30 pression comportant des éléments déplacés en fonction des variations de la différence de pression, il est possible d'utiliser le système pour commander la transmission hydrostatique. Ces éléments sensibles à la pression sont normalement connectés aux dispositifs de servo-commande, parce qu'en général ils ne sont pas capables d'engendrer les 35 forces nécessaires pour changer le rapport de la transmission.

Le cylindre ou vérin pilote 90 pour la pompe est un exemple typique d'élément sensible à la pression pour la commande du levier ou bras 41 du dispositif de servo-commande 37 de la pompe, le bras 41 étant relié à la tige du piston du vérin par un accouplement 40 réglable 91. Le piston 92 de ce vérin est centré à l'intérieur du cylindre du vérin par des raccords 93, et les extrémités opposées du cylindre communiquent avec les deux tubes 75 et 76 du dispositif dif-

férentiel de façon que toute différence entre les pressions de ces deux tubes soit transmise au cylindre.

Avec ces connexions, toute différence de pression provoque le déplacement du piston du vérin pilote dans le sens voulu pour l'équilibre entre la différence de pression et l'augmentation de la force du ressort correspondant. Il sera noté que le vérin pilote fonctionne sur une différence de pression ou "pression différentielle", et que, par suite, les pressions absolues existant dans le système ne sont pas des facteurs critiques.

Comme le groupe comportant la pompe est le "groupe inverseur" de la transmission et qu'il inverse l'écoulement du liquide moteur, il est nécessaire qu'il existe un dispositif pour inverser les connexions dans les conduits 94 et 95 connectant les extrémités opposées du cylindre ou vérin pilote au dispositif différentiel, afin que le vérin pilote puisse fonctionner dans le sens direct ou de marche avant ou dans le sens inverse ou de marche arrière. Le distributeur de marche avant-arrière 96 permet la commutation à partir du conduit 75 vers le conduit 94 ou 95 et simultanément la commutation à partir du conduit 76 vers le conduit 95 ou 94, ce qui permet la commande convenable par l'intermédiaire du bras 41 pour la marche avant ou arrière.

Comme le vérin pilote a tendance à réagir rapidement aux variations de la pression dans le dispositif différentiel, la commande de la transmission peut être assez brutale si des moyens ne sont pas prévus pour amortir dans une certaine mesure les vitesses de déplacement du piston du vérin pilote. Cet amortissement est obtenu par les deux dispositifs en parallèle 97 comportant chacun un conduit étranglé et une soupape de retenue, de la façon représentée sur la figure 1. Comme le tube 75 du dispositif différentiel opère toujours à la pression la plus élevée pendant le fonctionnement de la transmission, la soupape de retenue reliant ce tube au distributeur de marche avant-arrière est orientée pour régler le débit vers le distributeur, un dispositif équivalent reliant le tube 76 au distributeur 96 opérant dans le sens inverse de façon que le débit ne soit pas limité par la soupape quand la circulation a lieu vers le distributeur, mais qu'il soit limité dans le sens inverse. Avec cette disposition, le piston du vérin pilote réagit avec douceur pour une bonne réponse de la transmission.

Il sera observé que dans le système de commande tel que décrit ci-dessus, il n'y a pas d'écoulement "net" de liquide nécessaire pour faire fonctionner le système, parce qu'il répond à une différence de pression et que le déplacement du piston du vérin

pilote ramène dans un côté la même quantité de fluide que celle reçue dans l'autre, de sorte que le débit net est toujours nul. De ce fait, le fonctionnement du système de commande ne provoque pas de fluctuation de la pression par une demande de débit.

5 Comme il a été indiqué ci-dessus, le fonctionnement de la transmission est inversé par inversion de débit du fluide moteur à travers la pompe, le sens de rotation du moteur 32 étant inversé automatiquement du fait de l'inversion du sens de circulation du liquide. Le vérin pilote 100 pour le moteur est ainsi raccordé
10 directement au dispositif différentiel sans interposition de distributeur de marche avant-arrière. Cependant, les conduits 101 et 102 reliant ce vérin au dispositif différentiel comportent chacun un dispositif à étranglement et soupape de retenue 97 pour amortir le fonctionnement du vérin pilote, comme dans le cas du cylindre pilote pour
15 la pompe.

Comme il a été indiqué ci-dessus, la séquence convenable de fonctionnement de la transmission nécessite que la pompe 31 soit à la cylindrée maximale dans un sens ou dans l'autre avant que la cylindrée du moteur 32 soit réduite pour augmenter la vitesse de
20 la transmission. Ce résultat est obtenu dans le système de commande selon l'invention en utilisant un vérin pilote différent pour le moteur. Le vérin pilote 100 pour le moteur comporte un seul ressort 103, qui repousse le piston 104 vers une butée 104a. L'autre côté du piston communique à travers le conduit 101 avec le tube 75 du dispositif
25 différentiel, et le côté ressort du piston communique par le conduit 102 avec le tube 72. La tige de piston de ce vérin est reliée au bras 44 du servo-mécanisme 38 par l'intermédiaire d'un dispositif réglable 105.

En choisissant convenablement les ressorts du vérin
30 pilote pour la pompe et du vérin pilote pour le moteur, il est possible d'obtenir une commande convenable pour la transmission afin que le piston pilote pour la pompe subisse un déplacement maximal dans le sens avant ou arrière pour une différence de pression inférieure à celle nécessaire pour provoquer le déplacement du piston du vérin pour
35 le moteur en opposition à l'action de son ressort plus puissant. Quand la différence de pression augmente dans le dispositif différentiel, la pression établie sur le piston du vérin du moteur à travers le conduit 101 peut atteindre une valeur suffisante pour déplacer le piston en opposition à l'action du ressort pour régler le moteur afin
40 d'augmenter la vitesse, quand la cylindrée de la pompe est devenue maximale.

Le fonctionnement séquentiel de la transmission est toujours établi d'une façon correcte par le système de commande du fait de la combinaison décrite ci-dessus. Par exemple, quand la différence de pression croît dans le dispositif différentiel à partir de zéro, le vérin pilote pour la pompe est le premier à réagir et son piston est déplacé au maximum avant le fonctionnement du vérin pilote pour le moteur dont le fonctionnement demande une pression légèrement supérieure. La séquence convenable de la petite vitesse à la grande vitesse et de la grande à la petite vitesse est ainsi toujours obtenue dans la transmission. De plus, dans ce nouveau système, la transmission est automatiquement réglée pendant toutes les phases en fonction de la puissance disponible, car la pompe de commande 70 réfléchit toujours la vitesse du moteur principal et, par suite, toute diminution de cette vitesse modifie automatiquement la différence de pression dans le dispositif différentiel par l'action de la soupape de vitesse inférieure ou insuffisante, jusqu'à ce que le moteur puisse reprendre la vitesse nominale, ou de régime, ou tout au moins une vitesse très voisine de celle-ci. Par suite, toute demande de puissance par la pompe 67 pour les autres équipements du véhicule ou du moteur principal ne ralentit pas celui-ci parce que la vitesse est réduite automatiquement jusqu'à ce que le moteur principal soit capable de maintenir sa vitesse de régime ou vitesse nominale. De ce fait, les circuits auxiliaires peuvent fonctionner bien plus rapidement, en raison de la vitesse de rotation suffisante de la pompe, et il est possible d'obtenir le rendement maximal de l'ensemble dans un véhicule comportant un système de commande suivant l'invention associé à une transmission hydrostatique.

Le système de commande de base de la figure 1 est prévu pour un moteur principal tournant constamment à sa vitesse nominale ou de régime et la figure 3 représente une variante permettant une plus grande souplesse, afin que le conducteur puisse choisir différentes vitesses du moteur principal en dessous de la vitesse nominale. De plus, dans le système de commande de la figure 3, les vérins pour la commande des cylindrées de la pompe et du moteur et pour la commande des servo-mécanismes sont du type linéaire. A part ces différences, le système est très semblable à celui de la figure 1 et, par suite, les éléments analogues sont désignés par les mêmes références numériques.

Pour permettre le fonctionnement du système de commande pour une vitesse inférieure à la vitesse de régime, la soupape de vitesse inférieure doit être modifiée, afin qu'elle ne détecte pas toujours une condition de vitesse insuffisante comme dans

le cas de la figure 1, ce qui empêcherait le fonctionnement de la transmission pour une vitesse du moteur principal inférieure à la vitesse de régime. La soupape de vitesse inférieure modifiée 110 est connectée dans le dispositif différentiel 74 de façon que son tiroir de commande 111 puisse ouvrir un circuit parallèle à celui commandé par le distributeur de commande de vitesse 79 actionné manuellement, comme dans le cas précédent. Cependant, le tiroir est couplé au vérin pilote de vitesse 112 dont le piston 113 est centré par des ressorts. Un côté du piston communique avec la sortie basse pression 72a du venturi 72 et l'autre côté communique par un conduit 114 avec l'entrée du venturi. Les variations du débit à travers le venturi provoquent par suite le déplacement du piston d'une première position d'équilibre à une nouvelle position d'équilibre, ce qui déplace le tiroir de la soupape de vitesse inférieure. Comme toute condition d'équilibre du vérin pilote de vitesse correspond à une vitesse particulière, c'est-à-dire à un débit particulier à travers le venturi, les conditions de rappel doivent être modifiées d'après la vitesse choisie pour le moteur principal, afin que la soupape de vitesse inférieure fonctionne correctement pour cette vitesse choisie. La modification du rappel est obtenue au moyen d'un ressort 115 réglé par une came 116 commandée par une transmission 117 par le levier ou manette de commande des gaz 118. Cette manette règle aussi le régulateur 119 du moteur principal et cette combinaison règle l'action du ressort de rappel du vérin pilote de vitesse afin que la soupape de vitesse inférieure agisse à la vitesse choisie au moyen du levier 118 au lieu d'agir pour une seule vitesse prédéterminée. Cette combinaison permet d'utiliser le système de commande avec un moteur à vitesses sélectionnées.

Le système de la figure 3 comporte aussi des vérins de commande et des servo-mécanismes du type linéaire, mais cependant le vérin pilote 90 pour la pompe et le vérin pilote 100 pour le moteur sont les mêmes et ils sont raccordés au dispositif différentiel de la même façon que dans le cas de la figure 1, sauf que les dispositifs en parallèle à soupapes de retenue et à étranglement 97 sont dans des positions différentes.

Comme le fonctionnement des vérins pilotes a été décrit ci-dessus, il suffit de décrire le fonctionnement du système de commande modifié de la figure 3 pour la commande de la transmission. Les vérins pilotes sont couplés par des dispositifs réglables 120 aux tiroirs 121 des dispositifs ou vérins de commande 122 et 123. Le déplacement d'un tiroir 121 découvre l'une des lumières 124 faisant communiquer l'alésage du vérin de commande avec l'alésage de son

distributeur afin que le liquide sous pression puisse passer du conduit 40 vers l'alésage du vérin, de façon que le corps de cylindre du vérin soit déplacé dans le sens provoquant la fermeture de la lumière, afin que le corps du dispositif soit ramené dans une position fermant la lumière vers le tiroir du distributeur. Les tiges de pistons 125 des vérins de commande sont fixées au bâti et le corps du cylindre du vérin 122 est couplé mécaniquement par l'intermédiaire d'un dispositif réglable 127 à la pompe et le corps du cylindre du vérin 123 est de même couplé mécaniquement par un dispositif réglable 128 au moteur de la transmission, pour permettre de régler les cylindrées de la pompe et du moteur comme dans le cas précédent. Les dispositifs réglables permettent de régler convenablement la transmission à zéro pour une vitesse zéro.

La figure 4 montre le mode d'assemblage des figures 5 et 6 qui représentent ensemble un système de commande pour deux transmissions séparées 30R et 30L d'un véhicule du type à chenilles. Dans un tel véhicule, le changement de direction ou virage est effectué par l'entraînement des deux chenilles à des vitesses différentes et le système de commande des figures 5 et 6 permet ce mode de fonctionnement.

Les dispositifs des figures 5 et 6 correspondant à ceux de la figure 1 sont désignés par les mêmes références. Le système représenté sur les figures 5 et 6 est d'une façon générale très semblable à celui de la figure 1, mais avec des structures supplémentaires permettant une plus grande souplesse du système de commande. Ces structures supplémentaires permettent la commande de direction dans un véhicule à chenilles, le freinage automatique du véhicule, la correction des commandes de survitesse et de vitesse inférieure, la commande indépendante du système automatique, ainsi que d'autres caractéristiques. Avec ces structures supplémentaires, le système de base devient un système plus complexe d'une grande efficacité pour la commande d'une transmission hydrostatique.

Le système de commande des figures 5 et 6 comporte une pompe de commande 70 entraînée par le moteur principal, un venturi 72, un dispositif différentiel 74, un distributeur de sens de marche 96 et des vérins pilotes 90 et 100 pour la pompe et le moteur. Ces organes sont associés de la façon décrite par rapport à la figure 1 et le fonctionnement est analogue sauf en ce qui concerne l'action des organes supplémentaires. Pour faciliter la description, ces organes supplémentaires sont décrits séparément ci-après avec indication de leur influence sur le fonctionnement du système de base.

Le dispositif différentiel 74 (figure 5) comporte un circuit supplémentaire entre les tubes 75 et 76, ce circuit étant commandé par un distributeur de décompression 130. Normalement, le tiroir 131 est rappelé par le ressort 132 vers la position d'obturation, afin que le dispositif n'ait aucune action sur la pression différentielle.

Le distributeur de décompression 130 a deux fonctions, il constitue un dispositif de sécurité en cas de surpression dans la transmission et il permet une commande plus souple par le conducteur. Cette dernière fonction est permise par le piston 133 qui est actionné par la pédale 134 du conducteur par l'intermédiaire d'un mécanisme 135. Au moyen de la pédale, le conducteur peut provoquer une réduction de la différence de pression dans le dispositif différentiel, par rapport aux conditions établies au moyen du levier de commande de vitesse 82. Le tiroir de ce distributeur de décompression comporte des fentes, afin que l'enfoncement de la pédale ralentisse progressivement le véhicule de la plage sélectionnée de vitesses jusqu'à l'arrêt, sans que le conducteur utilise le levier de commande de la vitesse. Quand le circuit à travers ce distributeur est ouvert largement, la différence de pression devient nulle dans le dispositif différentiel, quelle que soit la position du levier 82.

Un vérin de sécurité 136 coopère avec le distributeur 130 et il comporte un piston 137 rappelé par un ressort vers une position fixe à l'intérieur du cylindre du vérin. Ce piston provoque l'ouverture du distributeur 130 quand le vérin de sécurité est actionné par une pointe haute pression provenant de la boucle hydrostatique. Si une surpression apparaît dans la boucle, le vérin de sécurité réduit automatiquement la différence de pression dans le dispositif différentiel pour réduire la circulation du liquide dans la boucle hydrostatique. Cela évite le maintien du débit de puissance à travers la boucle après l'apparition d'une surpression et empêche qu'une quantité importante de chaleur soit engendrée dans la transmission, ce qui pourrait endommager le système.

Avec le système de commande représenté sur la figure 5, le moteur principal est prévu pour tourner à une vitesse nominale ou de régime et, par suite, le frein au moteur n'est pas disponible pour ralentir le véhicule comme dans le cas de véhicules plus classiques. Pour cette raison, il est désirable d'utiliser un système de commande en cas de survitesse 139 (figure 5). Ce système de survitesse fonctionne aussi d'après la différence de pression du système de commande de base. La différence de pression établie dans le venturi 72 est utilisée pour la commande des freins 149 du véhi-

culé pendant la récupération de puissance, par exemple pendant une décélération du véhicule ou la marche en descente. Pendant la marche sur une descente, par exemple, la récupération de la puissance a lieu dans la transmission, le moteur fonctionnant en pompe et la pompe en moteur pour entraîner le moteur principal, ce qui peut se traduire par une survitesse. Le vérin de commande pour survitesse 140 est relié par un conduit 141 à la prise basse pression 72a du venturi pour transmettre cette pression à un côté du piston 142 du vérin. La pression du côté amont du venturi est transmise du conduit 10 71 à travers le conduit 144 à l'autre extrémité du cylindre du vérin pour agir en opposition à l'action du ressort 145 et à la pression de la prise basse pression du venturi, le ressort et la pression du venturi maintenant normalement le piston contre l'extrémité de droite du vérin, suivant la figure 5. La tige de piston 142a est reliée par 15 une transmission 146 à la commande de frein 147.

Quand le système de survitesse fonctionne, le ruban de frein 148 est serré sur le tambour de frein 149 pour ralentir le véhicule parce que la pression décroît dans le conduit 141 du fait de l'augmentation du débit à travers le venturi, résultant de 20 l'augmentation de la vitesse de rotation de la pompe 70, la pression augmentant en même temps de ce fait à travers le conduit 144.

Une autre fonction désirable peut être ajoutée au système de commande de base en incorporant à la soupape de vitesse inférieure 80 une soupape de coupure pour petite vitesse 155, en 25 série entre les tubes 75 et 76 du dispositif différentiel 74. Cette soupape de coupure est établie pour provoquer deux modes de fonctionnement du système de commande en neutralisant la soupape de vitesse inférieure ou insuffisante pour les petites vitesses du moteur principal, afin de permettre l'entraînement du véhicule par le 30 moteur principal tournant au ralenti ou près du ralenti. En l'absence de cette soupape de coupure, la soupape de vitesse insuffisante détecterait l'état de vitesse insuffisante jusqu'à ce que le moteur ait atteint à nouveau sa vitesse de régime et, par suite, empêcherait le fonctionnement moteur de la transmission. L'adjonction de 35 cette soupape de coupure permet le fonctionnement de la transmission quand le moteur principal tourne au ralenti ou près du ralenti, mais en supprimant cependant la caractéristique de commande en cas de vitesse insuffisante. Cependant, la vitesse insuffisante ne pose pas de problème dans ce cas.

40 La soupape de coupure est très semblable à la soupape de vitesse insuffisante, mais elle fonctionne sur le mode

inverse, car elle ferme le circuit pour une petite vitesse du moteur principal et reste ouverte aux vitesses supérieures pour lesquelles la commande en cas de vitesse insuffisante est nécessaire. Pendant le fonctionnement du véhicule, la basse pression de la prise basse pression 72a du venturi est réfléchiée sur le piston flottant de coupure 156 qui est rappelé en position de fermeture par un ressort 157 et cette pression, réfléchiée sur le côté opposé du piston de coupure à travers le conduit 158 est la pression provenant de la pompe de commande qui, au-dessus de certaines vitesses sélectionnées du moteur principal positionne le piston en position d'ouverture du circuit à travers la soupape. Par contre, quand la vitesse du moteur principal est dans la plage du ralenti, la pression sur la prise basse pression du venturi est plus élevée, de sorte qu'avec l'action du ressort, la soupape de coupure est fermée. Dans ces conditions, le distributeur de commande de la vitesse peut être utilisé pour établir une différence de pression dans le dispositif différentiel parce que la soupape pour vitesse insuffisante ne peut pas agir, même si la vitesse du moteur principal n'atteint pas la vitesse de régime ou nominale.

Comme il a été indiqué ci-dessus, dans les transmissions doubles pour des véhicules à chenilles (figure 6), le système de commande de base doit comporter aussi des moyens pour la commande indépendante de chacune des transmissions pour faire virer le véhicule. La commande des moteurs d'un système à transmission double est relativement facile avec un système de commande selon l'invention. Les bras de servo-commande 44 des moteurs sont asservis l'un à l'autre par un mécanisme d'embiellage et ils sont commandés par un seul vérin pilote 100, de sorte qu'ils fonctionnent simultanément et à l'unisson. Suivant le mode de réalisation représenté sur la figure 6, une transmission spéciale à ciseaux 150 est utilisée pour asservir l'un à l'autre les bras de commande des moteurs. Cette transmission comporte deux leviers de renvoi coudés 151 articulés sur des supports convenables et ils sont articulés à la tige de piston 104b du vérin pilote, de façon que les deux dispositifs à ciseaux fonctionnent ensemble. Le mouvement de la tige de piston provoque ainsi le mouvement simultané des bras de servo-commande des moteurs, suivant des mouvements égaux, de sorte que les chenilles des deux côtés du véhicule tournent à la même vitesse tant que les deux moteurs reçoivent le même débit de liquide. Des dispositifs de réglage 152 relient les dispositifs à ciseaux aux bras 44 pour permettre le réglage individuel pour la synchronisation des moteurs.

Dans le cas d'un système de commande permettant la commande de direction par les chenilles, de la façon r e p r é -
sentée sur la figure 6, un seul vérin pilote 90 peut être utilisé pour commander la transmission, et quand la commande de direction n'est pas
5 utilisée, le fonctionnement est le même que dans le cas d'une transmission simple. Cependant, pour permettre la commande de direction, il est nécessaire de connecter le vérin pilote aux bras de servo-commande 41 des pompes par l'intermédiaire d'une transmission spéciale pour permettre la commande indépendante de chaque transmission ou la
10 commande simultanée. La transmission 160 ajoutée au système de commande de base, suivant les figures 5 et 6, permet une plus grande souplesse pour la commande de direction d'un véhicule à chenilles, parce qu'il permet d'inverser le sens de rotation de l'une des chenilles par rapport à l'autre tout en conservant l'action motrice des
15 deux chenilles.

Le dispositif spécial 160 comprend deux vérins 161, chacun monté sur une plaque pivotante 162 située près de chacune des pompes (figure 6) chaque plaque pivotant autour d'un pivot fixe 163. Chaque plaque comporte un bras 164 auquel est articulée une tige de commande
20 165 qui couple les deux bras ensemble pour faire basculer les deux plaques à l'unisson. Cette tige de commande 165 est raccordée à la tige de piston du vérin pilote 90 de façon que ce vérin fasse basculer simultanément les deux plaques. Un dispositif de réglage 165a permet de régler les positions des plaques l'une par rapport à
25 l'autre.

Un vérin de direction est monté sur chaque plaque et comporte une tige de piston 166 passant par l'axe du pivot 163 correspondant. Le déplacement de la tige de piston est habituellement limité à une distance égale de chaque côté de l'axe du pivot et chaque tige
30 est articulée à une bielle 170 dont l'autre extrémité est articulée au bras de servo-commande 41 de la pompe correspondante. Un dispositif de réglage à vis 170a permet de régler cette transmission afin que la cylindrée de la pompe soit nulle quand la bielle 170 se trouve sur l'axe du pivot 163.

35 Quand le mécanisme a été ainsi réglé, le ressort 168 repousse le piston et les plaques oscillantes sont déplacées autour de leurs pivots 163 pour modifier la cylindrée des pompes de la même quantité pour les deux transmissions. Quand la tige de piston 166 est amenée par l'action du vérin de façon que son extrémité se trouve sur l'axe
40 du pivot, la cylindrée de la pompe est égale à zéro, et un déplacement supplémentaire de la tige de piston augmente la cylindrée de la pompe jusqu'à la même valeur que précédemment, mais pour une circula-

tion dans le sens inverse. Il sera noté que pendant les mouvements de la tige de piston, la plaque basculante reste immobile, de sorte qu'aucune action n'a lieu sur le mécanisme de l'autre côté du véhicule. La géométrie de l'embellage peut être modifiée pour obtenir le mouvement voulu de chaque bras de servo-commande.

Avec le dispositif décrit ci-dessus, il est possible de régler les deux transmissions pour des vitesses égales pour la marche avant ou arrière en utilisant le vérin pilote de la pompe, et en utilisant le vérin de direction de chaque transmission d'une façon individuelle, il est possible de ralentir de façon indépendante l'une des transmissions et de l'inverser jusqu'à la même vitesse dans le sens opposé. En augmentant la pression du liquide dans l'un des vérins de direction, il est possible d'obtenir le mouvement désiré de la tige de piston pour un tel mode de commande de direction. La transmission mécanique décrite ci-dessus est très avantageuse, parce qu'elle permet le fonctionnement en marche avant ou arrière sans qu'il soit nécessaire d'utiliser des distributeurs inverseurs compliqués ou des moyens analogues.

Le système de commande de direction représenté sur la figure 10 comporte un tiroir en pont 175a pour commander l'écoulement du liquide sous pression vers les vérins de direction individuels. Le distributeur de direction est en réalité constitué par deux distributeurs avec deux tiroirs identiques bout à bout pour constituer le tiroir unique 176a. Ce tiroir est centré par des ressorts 177 agissant sur une extrémité, l'autre extrémité pouvant être couplée à différents dispositifs de commande.

Le distributeur en pont du distributeur double comporte un orifice central raccordé à une source de liquide sous pression, par exemple le conduit 40. Le liquide sous pression arrivant dans le distributeur passe dans une rainure circulaire 179, et il est bloqué par la portée du milieu du tiroir 176 quand celui-ci est centré par les ressorts. Le déplacement du tiroir vers la droite ou la gauche fait communiquer l'un des passages de petite section 180 du tiroir avec la rainure 179 pour que le liquide sous pression commence à s'écouler de la rainure centrale vers l'une ou l'autre des rainures de drainage 181. Un déplacement supplémentaire du tiroir dans le même sens met en communication des rainures plus larges 182 avec la rainure centrale du cylindre du distributeur, de sorte que le débit augmente. En même temps, une autre partie du tiroir ferme simultanément la rainure de drainage comportant des passages ou des rainures similaires 180a et 182a. Il en résulte une augmentation progressive de la pression dans l'une des lumières ou orifices de sortie 183 entre la rai-

nure centrale et l'une des rainures de drainage. Ces orifices sont reliés par des conduits 184 aux vérins de direction opposés 161.

Le système en pont ci-dessus est représenté schématiquement sur la figure 11 et la figure 12 est une courbe de la pression développée par l'utilisation de l'orifice et des fentes de fuite. La courbe de pression 185 montre que le déplacement initial du tiroir fait augmenter assez rapidement la pression jusqu'à un point de direction, un déplacement supplémentaire du tiroir provoquant ensuite une augmentation progressive de la pression jusqu'au point pour lequel la tige de piston de l'un des vérins de direction commence à inverser l'écoulement du liquide dans la pompe associée. C'est le point pour lequel débute la rotation du pivot. Une excellente réponse à la commande de direction est ainsi obtenue avec un système simple et économique permettant le maximum de souplesse de commande. Le tiroir de distributeur en pont peut être commandé de n'importe quelle façon convenable, par exemple au moyen d'un volant, d'un levier ou autre.

Le distributeur de direction simple 175 de la figure 5 est actionné par un levier 186 couplé à la tige du tiroir. Les conduits 184 qui relient le tiroir aux vérins de direction comportent chacun un dispositif à passage étranglé et à soupape de retenue 188 qui amortit la commande de direction quand le dispositif de commande étagée du distributeur en pont n'est pas utilisé.

La figure 11 représente schématiquement le circuit de direction décrit ci-dessus. Suivant ce mode de réalisation particulier, les orifices et les fentes 180, 180a, 182 et 182a doivent être relativement petits pour établir la courbe de pression représentée sur la figure 12. Ces passages ont normalement une largeur de 5,75 mm, et ils sont formés par usinage électrochimique ou par étincelage.

Pour obtenir des orifices et des fentes plus larges, l'usinage peut être fait par une technique classique, et le distributeur peut être modifié. D'une façon générale, de petits orifices peuvent être formés en amont des orifices de drainage et des fentes (180a et 182a) sur les conduits allant au réservoir pour limiter l'écoulement vers celui-ci afin que des ouvertures plus larges soient efficaces. D'autres dispositions équivalentes peuvent aussi être utilisées.

La figure 7 représente une transmission double pour un véhicule à chenilles 190. Les transmissions 30D et 30G sont montées dans le véhicule côte à côte, et d'autres dispositifs de commande sont aussi représentés à titre d'exemple. Les pompes 31 des transmissions sont entraînées à partir du pignon 193 de l'arbre 192 du moteur principal 65 du véhicule et par deux pignons de renvoi 194.

Cet arrangement permet la récupération de puissance entre les deux transmissions par l'intermédiaire du pignon 193. De plus, un embrayage n'est pas nécessaire parce que la cylindrée de la pompe de chaque transmission peut être réglée à zéro pour amener à zéro le débit de liquide moteur. En outre, comme le système de commande selon l'invention est commandé par un liquide sous pression, le poste du conducteur peut être situé à distance de la transmission et du système de commande.

Du fait de l'absence d'embrayage entre les pompes et le moteur, le moteur peut être démarré "en prise", c'est-à-dire avec le levier de commande des vitesses en position "marche". Si le conducteur démarre le moteur dans ces conditions, le véhicule peut avoir un mouvement brusque pouvant être dangereux. Pour cette raison, il est désirable d'incorporer un dispositif de sécurité dans le système de commande pour empêcher un à-coup à la mise en marche du moteur. La figure 8 représente un groupe d'échappement et de remplissage 47a dans un corps unique 200 pour assurer la sécurité au démarrage, ce mécanisme apportant une amélioration par rapport au groupe de la figure 2.

La section de remplissage 201 du corps 200 comporte une chambre cylindrique 202 communiquant avec le conduit de liquide sous pression 40, qui est fermé par des pistons de soupapes de forme générale cylindrique 203 aux extrémités opposées. Chaque piston comporte une tête étagée 203a avec une surface 203b en face d'une rainure circulaire 204 du corps, cette rainure communiquant par un conduit 205, l'un de ces conduits communiquant avec le conduit 33 et l'autre avec le conduit 34.

Des ressorts 206 repoussent ces pistons vers la chambre 202 pour les appliquer contre les sièges de soupapes correspondants. La tension des ressorts est choisie de façon que la pression du liquide du conduit 40 repousse les pistons pour permettre le passage du liquide vers la boucle hydrostatique afin d'assurer son remplissage.

Pendant la circulation du liquide moteur dans la transmission, l'un des conduits fonctionne à haute pression pour transmettre l'énergie de la pompe au moteur, et cette haute pression est transmise à travers le conduit 205 correspondant, la rainure circulaire 204 et un passage 207 du piston vers la chambre d'équilibrage 208 située du côté du ressort pour équilibrer les pressions des deux côtés du piston de façon que le piston puisse être repoussé par le ressort vers la chambre 202 afin de couper l'écoulement à travers la section de remplissage du côté haute pression de la boucle.

Dans la section de remplissage de la figure 8, les chambres d'équilibrage communiquent avec le réservoir à travers les conduits 208a comportant une soupape à bille 209. Quand la soupape à bille n'est pas sur son siège, il n'est pas possible de faire fonctionner la transmission car le liquide peut passer en by-pass par rapport au moteur à travers le piston de soupape décrit. La bille est appliquée sur son siège par l'action du liquide sous pression envoyé sur le piston 214 dont l'extrémité en forme de tige 214a applique la bille sur le siège.

10 Les soupapes de sécurité commandent l'écoulement du liquide sous pression vers les pistons et empêchent le fonctionnement de la transmission tant que le conducteur n' a pas manoeuvré le système de sûreté.

La soupape de sûreté 220 est représentée sur la figure 9. Quand la transmission est en position "marche", le conduit 213 est sous pression du fait du liquide arrivant par l'orifice 221, de sorte que les pistons 214 ferment les soupapes formées par les billes 209, de sorte que la transmission est rendue active.

Un levier de garage, non représenté, peut être placé en position de déverrouillage pour libérer le tiroir 223 afin que le ressort 224 repousse le tiroir pour ouvrir un parcours entre le conduit de liquide sous pression 40, la lumière 225 et la lumière 226 vers une soupape à bille 227 pour commander le tiroir de conditionnement 228. Ce tiroir commande le passage du liquide sous pression vers l'orifice 221 et les pistons des soupapes à billes du groupe d'échappement et de remplissage pour rendre la transmission active.

Le tiroir 228 comporte une portée 229 qui ferme la lumière 221 jusqu'à ce que le ressort 230 ait déplacé le tiroir pour établir la communication entre la soupape à bille de retenue et cette lumière. Quand la transmission est neutralisée, le tiroir 228 est dans la position représentée sur la figure 9, de sorte que le liquide passe à travers la soupape à bille et à travers un passage 231 du tiroir dans une chambre 232 établie par une portée 233 du tiroir. Le tiroir comporte en outre un passage de fuite 234 communiquant avec la chambre 232 et avec le réservoir R quand le tiroir est en position de sûreté. Quand le levier de garage a été relâché, le tiroir 223 est repoussé et ouvre le circuit pour le liquide sous pression vers la soupape 227 et le tiroir 228 peut être poussé contre son ressort pour fermer le passage 234. Quand le tiroir est dans cette position, le liquide peut passer dans la lumière 221. Le tiroir 228 est en général situé près du levier de commande de vitesse et il est orienté de façon que quand le levier de commande est ramené en position d'arrêt, il

repousse le tiroir qui est ensuite maintenu par la pression du liquide en position "marche" si le levier de garage a été relâché.

Pour éviter que le tiroir 228 soit maintenu dans la position activée, la chambre 232 communique avec un conduit de fuite 5 235 à travers un robinet de réglage 236 communiquant avec le réservoir R afin que le liquide emprisonné dans la chambre 232 échappe lentement vers le réservoir pour permettre au ressort de ramener le tiroir pour faire communiquer directement la chambre au réservoir et neutraliser la transmission quand le levier de garage a été placé en position de 10 garage. De cette façon, la transmission est neutralisée jusqu'à la libération du levier de garage et le retour du levier de commande de vitesse à la position "arrêt". Cette combinaison constitue une excellente caractéristique de sécurité pour une transmission hydrostatique, et cette caractéristique supprime une partie des dangers résultant 15 d'un conducteur non familiarisé avec les transmissions hydrostatiques et le nouveau système de commande.

L'ensemble de la figure 8 comporte aussi une section de surpression et d'échappement 240. Cette section comporte une chambre principale 241 divisée en deux parties ou chambres secondaires par un 20 piston flottant alternatif 242 qui empêche la communication entre les deux chambres secondaires. La chambre secondaire 241a communique à travers un conduit 243 avec le conduit 33 et l'autre chambre secondaire communique à travers un conduit semblable 243 avec le conduit 34. Des pistons obturateurs ou clapets 246 sont montés dans les deux chambres 25 pour fermer les passages 247 aux extrémités opposées de la chambre principale. Ces passages communiquent à travers un passage commun 248 avec le réservoir. Chaque piston obturateur est rappelé vers la position de fermeture par un ressort 249. Une chambre d'équilibrage 250 est située derrière chaque piston obturateur pour le drainage du liquide 30 vers le réservoir à travers un orifice 251 normalement fermé par une soupape 252 chargée par un ressort. Chaque piston obturateur 246 comporte un trou de passage 253 permettant au liquide sous pression de passer dans les chambres secondaires pour équilibrer les pressions des deux côtés du piston.

35 Le dispositif à soupapes de surpression fonctionne de la façon suivante. Le liquide sous pression provenant de l'un ou l'autre des conduits 33 ou 34, c'est-à-dire celui fonctionnant à la pression la plus élevée, arrivant dans la chambre secondaire 241a correspondante repousse le piston flottant 242 dans la chambre secondaire 40 opposée. De ce fait, le poussoir correspondant 242a du piston repousse le piston obturateur 246 correspondant pour établir la communication entre le passage 243 et le passage 247 de cette soupape, vers le réservoir.

voir afin qu'une certaine quantité de liquide échappe du côté basse pression de la boucle hydrostatique pour permettre l'addition d'une quantité correspondante de liquide pour le refroidissement. La soupape à piston opposée devient ainsi la soupape de surpression haute 5 pression parce que le liquide pour haute pression de sa chambre secondaire peut passer dans la chambre d'équilibrage située derrière le piston pour maintenir cette soupape fermée avec l'aide du ressort, tant que la pression régnant dans la chambre d'équilibrage ne dépasse pas l'action de rappel du ressort de la petite soupape 252. Quand 10 cette soupape est soulevée, le liquide haute pression passe de la chambre d'équilibrage à travers le passage 254 dans le conduit 255 et à travers le passage 248 dans le réservoir.

Dans la description qui précède du système de commande de base, il a été fait mention des appareils 97 comportant chacun en 15 parallèle un étranglement et une soupape de retenue pour amortir le fonctionnement afin que des variations brusques d'un réglage ne soient pas accompagnées par des réponses violentes de la transmission. Bien que ces dispositifs à étranglement et soupape de retenue en parallèle amortissent, c'est-à-dire rendent plus douce la réponse de la trans- 20 mission, la vitesse de réponse varie proportionnellement à la différence des pressions existant dans le dispositif différentiel 74. Il est désirable pour cette raison d'utiliser un dispositif à orifice variable 270 représenté sur la figure 13. Ce dispositif comporte un corps de distributeur 271 avec un alésage 272. Cet alésage contient 25 un tiroir 273 comportant une portée à chaque extrémité, avec une partie de diamètre réduit entre les deux portées. Des orifices 274 sont percés dans la partie du corps correspondant à la partie de diamètre réduit du tiroir, de la façon représentée sur la figure 13 de façon que quand le tiroir est déplacé sa portée 273a vienne fermer successive- 30 ment les orifices (le nombre de quatre orifices de la figure 13 étant un exemple), pour étrangler progressivement le débit de l'alésage vers le chambre 276. Le fluide est envoyé dans l'alésage, entre les deux portées à travers un passage axial 277 comportant des branches débouchant à la surface de la partie réduite du tiroir. Le liquide 35 sous pression arrivant ainsi par l'orifice 278 traverse le passage axial, la chambre 272 et les passages de régulation du débit 274 vers la chambre 276. Un ressort 275 repousse le tiroir 273 dans le sens d'ouverture des passages de régulation 274 et le conduit 279 communique avec le tube 76 du dispositif différentiel.

40 Ce dispositif permet une réponse amortie ou douce du système de commande dans toute sa plage de fonctionnement, indépen-

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.